

ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

На правах рукописи

ПОЛОВИНКА
Эдуард Михайлович

ОПТИМИЗАЦИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

Специальность 05.08.05

Судовые энергетические установки и их элементы
(главные и вспомогательные)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук

Одесса - 1995

AB 32.091



00754458 (X)

Диссертация является рукописью

Работа выполнена в Одесской Государственной морской академии

Официальные оппоненты :

- | | |
|------------------------------------|---------------|
| доктор технических наук, профессор | Барсуков С.И. |
| доктор технических наук, профессор | Горб С.И. |
| доктор технических наук, профессор | Шквар А.Я. |

Ведущая организация - АСК "БЛАСКО" (Черноморское морское пароходство, г. Одесса)

Защита состоится " 20 " апреля 1995 г. в 10 часов на заседании специализированного совета Д 068.53.01 по защите диссертаций на соискание ученой степени доктора технических наук в Одесской государственной морской академии по адресу : 270029, г. Одесса, ул. Лидрихсона, 8.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке академии. Отзывы в двух экземплярах с подписью, заверенной гербовой печатью, просим направить ученому секретарю специализированного совета по адресу академии.

Автореферат разослан " 3 " марта 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного совета Д 068.53.01
доктор технических наук

КАПИТОНОВ И.В.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Обеспечение энергетических потребностей народного хозяйства тесно связано с развитием ресурсосберегающих технологий.

Эта проблема актуальна и для двигателей внутреннего сгорания - основных потребителей жидкого топлива и их наиболее экономичной модификации - дизелей.

В условиях дальнейшего форсирования параметров этого типа энергоустановок получение максимальной экономичности при существующих ограничениях по характеристикам дизеля может быть обеспечено только при оптимальном сочетании конструктивных и регулировочных параметров, определяющих протекание топливоподачи и рабочего процесса.

При наличии большого количества исследований в области совершенствования рабочего процесса и впрыскивания топлива в дизелях проблема их комплексной оптимизации далека от полного решения. Это определяется, в первую очередь, тем, что до последнего времени отсутствовал метод расчета рабочего процесса, имеющий прямую феноменологическую связь с впрыскиванием топлива.

Требовала постановки и методология поиска оптимума для такой сложной системы, которой является комплекс процессов, происходящих при впрыскивании, смесеобразовании и сгорании топлива.

Этим двум основным проблемам и посвящена диссертационная работа. Их решение связано с рядом частных вопросов, также представленных в выполненных исследованиях. Так, изучено влияние различных конструктивных и регулировочных факторов на характеристики впрыскивания. В результате получены средства для управ-

ления параметрами впрыскивания, необходимые при оптимизации топливopодачи.

Проблема оптимальной организации топливopодачи возникает и при решении вопросов использования нетрадиционных (альтернативных) топлив. Это направление, как и собственно разработка метода использования низкоцетановых топлив, также явились предметом исследований.

Перечисленные вопросы актуальны для той области сегодняшней энергетики, которая обеспечивается дизелями.

Цель работы - оптимизация топливopодачи и рабочего процесса в дизелях на различных топливах за счет выбора конструктивных и регулировочных характеристик двигателей, определяющих их протекание. Для ее достижения ставились и решены следующие задачи:

1. Разработка метода расчета рабочего процесса дизеля, обеспечивающего прямую феноменологическую связь с топливopодачей. Замыкающим элементом комплексной математической системы впрыскивание-смесеобразование-сгорание является регрессионная модель процесса сгорания.

2. Отработка методологии поиска оптимума. Базовым алгоритмом служит метод штрафных функций в сочетании с процедурой, получившей наименование метода "деформируемого многогранника".

3. Создание диалоговой автоматизированной системы анализа рабочего процесса и топливopодачи, обеспечивающей получение параметров тепловыделения, смесеобразования и сгорания. В развернутом виде система представляет характеристики сгорания в форме регрессионных уравнений.

4. Проведение совместных экспериментальных исследований топливopодачи и рабочего процесса. Отработка методики регрессионного анализа процессов впрыскивания топлива и его горения. Обра-

ботка экспериментального материала и создание регрессионной модели сгорания.

5. Проверка на двигателях с различной организацией впрыскивания и сгорания топлива метода совместного расчета топливоподачи и рабочего процесса. Отработка методологии использования регрессионной модели сгорания.

6. Доведение разработанных методов расчета и оптимизации до инженерного уровня. Составление алгоритмов и программ для ЭЦВМ, их запуск и отладка, а затем и эксплуатация под авторским надзором.

7. Исследование влияния конструктивных и регулировочных факторов на процесс топливоподачи с целью совершенствования характеристик впрыскивания. Разработка способов управления характеристикой топливоподачи.

8. Создание способа использования низкоцетановых топлив (включая альтернативные) в дизелях за счет применения специальной системы топливоподачи. Экспериментальная проверка эффективности метода с использованием созданных для этой цели опытных образцов системы впрыскивания.

9. Создание математических моделей систем впрыскивания с нетрадиционной компоновкой и дополнительными устройствами. Для решения уравнений граничных условий предложено использовать в явном виде уравнения объемного баланса. Реализация моделей на ЭЦВМ и расчетное исследование характеристик впрыскивания, включая поиск оптимального исполнения конструктивных элементов систем.

Методы исследования Используются теоретические и экспериментальные методы с применением для анализа и моделирования ЭЦВМ ряда ЕС, персональных компьютеров РС XT/AT и современной регист-

рирующей аппаратуры. Проведены статистические оценки результатов опытов, статистические модели построены с помощью аппарата регрессионного анализа.

Научная новизна диссертационной работы состоит в следующих ее результатах, которые выносятся на защиту: предложено и разработано новое направление в теории дизелей: статистическое моделирование рабочего процесса; проведены теоретические и экспериментальные исследования, в результате которых создан метод расчета рабочего процесса на базе регрессионной модели сгорания; предложена объединенная модель топливоподачи и рабочего процесса, обеспечивающая прямое феноменологическое включение в расчет конструктивных и эксплуатационных факторов, определяющих впрыскивание, смесеобразование и сгорание в дизелях; организована диалоговая автоматизированная система для комплексного анализа опытных данных по топливоподаче и рабочему процессу с представлением конечных характеристик сгорания в форме регрессионных уравнений; разработана методология оптимизации рабочего процесса с фиксированной характеристикой впрыскивания и совместной оптимизации рабочего процесса и топливоподачи; предложены и исследованы экспериментально и расчетным путем способы управления характеристикой впрыскивания, в частности, путем использования созданного в работе регулятора закона подачи (РЗП), изменением конструктивных элементов топливного насоса высокого давления; создана математическая модель системы топливоподачи с РЗП; разработан способ использования в дизелях низкоцетановых топлив; создана система топливоподачи, обеспечивающая его реализацию; проведена экспериментальная проверка эффективности предложенных систем топливоподачи и способа организации рабочего процесса, получены зависимости характеристик впрыскивания и

рабочего процесса от свойств топлив, конструктивных, эксплуатационных и режимных параметров; создана математическая модель двухтопливной системы, при ее разработке предложен метод расчета граничных условий, использующий в явном виде уравнения объемного баланса.

Практическая ценность. Комплекс исследований, выполненных в данной работе, обеспечивает повышение эффективности проектирования дизелей, сокращение затрат на доводку, создает новые возможности улучшения их технико-экономических показателей, в первую очередь, за счет использования созданного метода расчета рабочего процесса и систем различной комплектации, предусматривающих совместное моделирование топливopодачи и рабочего процесса, включая их оптимизацию; результаты исследования влияния исполнения элементов топливной аппаратуры на параметры топливopодачи позволили разработать предложения по управлению характеристикой впрыскивания, в частности, за счет применения РЗП; математическая модель и программа расчета системы впрыскивания с РЗП создает возможности разработки такой системы с минимальным объемом доводочных работ; исследования в области использования низкоцетановых топлив привели к созданию двухтопливной системы впрыскивания, с помощью которой реализован предложенный способ сжигания в дизелях низкоцетановых топлив; эти данные вместе с результатами, полученными в ходе исследований параметров топливopодачи и рабочего процесса, могут быть использованы при переводе эксплуатируемых или создании новых дизелей, приспособленных для работы на альтернативных топливах; для этих же целей предназначена методика и программа, реализованная на ЭЦВМ, расчета двухтопливной системы; исследования особенностей рабочих процессов дизелей на тяжелых топливах послужили основанием для широкого их исполь-

зования в мало- и среднеоборотных судовых дизелях.

Внедрение. Результаты диссертационной работы получили признание и используются в практике парокходств, заводов и организаций, связанных с созданием и эксплуатацией дизелей. К ним относятся, в первую очередь, Черноморское морское пароходство, Первомайский машиностроительный завод и завод дизельной топливной аппаратуры ПО "ВОЛГОДИЗЕЛЬМАШ", ЦНИИ морского флота.

Подтвержденный экономический эффект от реализации полученных в работе результатов на судах морского флота и в двигателестроении в ценах 1990 г. составил 2670 тыс. руб. в год.

Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе в Одесской государственной морской академии.

Апробация работы. Основные положения работы рассмотрены и получили положительную оценку на научно-технических семинарах и конференциях: "Рациональные способы применения альтернативных топлив и антидетонационных присадок в двигателях внутреннего сгорания" (г. Москва, 1984 г., научно-технический семинар), "Развитие дизельных двигателей, топливной аппаратуры и повышение эксплуатационной экономичности" (Всероссийная межотраслевая научно-техническая конференция, г. Ленинград, ЦНИИ-ЦНИТА, 1985 г.), "Химотология - теория и практика рационального использования горючих и смазочных материалов в технике" (г. Москва, 1985 г.), на заседании секции "Техническая эксплуатация судовых энергетических установок" Ленинградского бассейнового научно-технического общества водного транспорта (г. Ленинград, 1985 г.), Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции "Развитие дизельных двигателей, топливной аппаратуры и повышение эксплуатационной экономичности" (г. Ленинград, 1985), "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и

двигателей новых схем и на новых топливах" (Всесоюзная научно-техническая конференция, г. Москва, 1987 г.), на научно-методических конференциях профессорско-преподавательского состава ОВИМУ (г. Одесса 1972-1989 г.г.).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы изложены в одной монографии, 39 статьях, 26 научно-технических отчетах по НИР.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографии из 443 наименований на 40 стр. и 20 приложений (книга 2) на 189 стр. Общий объем работы - 505 стр., таблиц - 19, рисунков - 57.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ современного состояния теории рабочего процесса дизелей и его взаимосвязи с топливоподачей, поставлены цели и задачи исследования.

Решение задачи оптимизации топливодачи и рабочего процесса в теоретическом плане требует создания системы, включающей в себя, в первую очередь, модели топливодачи и рабочего процесса. И если существующие гидродинамические методы расчета процесса впрыскивания топлива достаточно развиты и могут без существенных коррективов быть использованы для указанных целей, то в области моделирования рабочего процесса положение иное.

К настоящему времени в теории рабочего процесса дизелей сложились три основных направления. Один подход, являющийся в значительной части развитием работ Вибе И. И., предусматривает аппроксимацию кривой тепловыделения (в интегральной или дифференциальной форме). Это направление, представленное в работах В. И. Одинцова, Э. С. Маца, А. С. Пунды, Е. В. Дмитриевского и Ф. Ф. Обознова, Г. Вошни и Ф. Анисиц, Р. Б. Кригера и Г. Л. Бормана, Х. Д. Оберга, Б. М.

Гончара, В. А. Кудрявцева, В. П. Лазурко и других авторов, получившее широкое распространение, имеет, тем не менее, ограниченные возможности ввиду отсутствия прямой феноменологической связи с физическими процессами в цилиндре двигателя.

Наиболее перспективной является концепция, разрабатывающая детальное математическое описание физических явлений, сопровождающих подготовку и сгорание топлива. Такой подход принят в работах Ю. Б. Свиридова, С. П. Гупта и П. Мехта, Ю. Г. Ищука, С. Д. Кау, Ф. Картелиери и Р. Р. Джонса, Н. С. Блицарда и Д. С. Кека, Л. Д. Госмана, В. Ли, А. Вильямса, А. Н. Воинова, А. С. Соколика, Д. Н. Вырубов и ряда других исследователей. Однако современное состояние фундаментальных представлений о физико-химических условиях в цилиндре дизеля в период смесеобразования и сгорания, а также прикладные работы в этой области далеки от завершения. В результате для получения работоспособных моделей приходится прибегать к корректировке результатов расчетов по опытным данным, что существенно снижает эффективность подобных методик и не оправдывает неизбежных затрат, связанных с громоздкостью моделей.

В сложившейся ситуации наиболее эффективным является направление, сочетающее феноменологическое моделирование смесеобразования и статистические зависимости для процессов сгорания. При этом может быть использован сравнительно простой подход для моделирования смесеобразования, обеспечивающий, тем не менее, достаточно высокую точность расчета выходных параметров рабочего процесса. Одновременно возникает возможность учесть основные реальные условия, сопровождающие впрыскивание, смесеобразование и сгорание топлива. До настоящего времени такая методология, представленная работами Н. Ф. Разлейцева, О. Н. Найденко, П. С. Майера, Л. К. Челпан, Д. Шипински и О. А. Оухара, не имела строгого матема-

тического обоснования и сводилась к согласованию контрольных значений, получаемых по предлагаемым зависимостям, с опытными данными.

Автором принята последняя концепция в разработке метода расчета рабочего процесса. При этом использован аппарат регрессионного анализа для вывода зависимостей характеристик сгорания от основных факторов, определяющих внутрицилиндровые процессы.

При таком подходе для решения конечной задачи - оптимизации топливоподачи и рабочего процесса - потребовалось создать модель, обеспечивающую совместный расчет впрыскивания и сгорания топлива в дизеле. Эта задача и решена в первой главе.

В частности, отработана методика расчета тепловыделения, реализованная на ЭЦВМ. Для определения скорости тепловыделения предложено уравнение

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{\frac{k}{k-1} \frac{dV}{P} + \frac{1}{k-1} + \frac{dq_w}{d\varphi}}{\left[q_H^D + \left(c_v^{CM} - 2,9302 \right) \tau + 761,85 \right] q_{Ц}}$$

где $k = \frac{c_p^{CM}}{c_v^{CM}}$; c_p^{CM} , c_v^{CM} - теплоемкость рабочего тела;

p, v - давление и объем газов в цилиндре; q_w - теплота, отдаваемая стенкам камеры сгорания; q_H^D - теплота сгорания топлива; $q_{Ц}$ - цикловая подача; φ - угол поворота коленчатого вала.

Зависимости $x=f(\varphi)$ и $dx/d\varphi=f(\varphi)$, получаемые в результате расчета тепловыделения, используются для дальнейшего анализа сгорания.

Исследование сгорания по экспериментальным данным сводится к определению величин, входящих в модель, соответствующую бимо-

лекулярному уравнению сгорания

$$\frac{dG_T}{dt} = k_p c_T c_{O_2},$$

где dG_T/dt - скорость сгорания (массовая); c_T, c_{O_2} - концентрация топлива и кислорода; k_p - коэффициент скорости сгорания.

Усредненные величины c_T, c_{O_2} находим из соотношений:

$$c_{O_2} = (\alpha - x) 0,21 M_0 q_{ц} 32 / V_{ц};$$

$$c_T = q_{ц} (\sigma_{пи} - x) / V_{ц},$$

где α - коэффициент избытка воздуха; M_0 - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания; $V_{ц}$ - объем цилиндра; $\sigma_{пи}$ - доля топлива, подготовленного к сгоранию.

Учитывая, что

$$\frac{dG_T}{dt} = \frac{dx}{d\phi} q_{ц} B_n / V_{ц}$$

и может быть определена по результатам расчета тепловыделения, задача статистического описания процесса сгорания сводится к определению коэффициента скорости реакции по выражению

$$k_p = \frac{dG_T}{dt} / (c_T c_{O_2})$$

и установлению его взаимосвязи с параметрами, от которых зависит протекание процесса сгорания.

В качестве определяющих факторов приняты: p_T, T_T, c_T, c_{O_2} (в программных идентификаторах ргм, тгм, х, ст, со₂).

Анализ экспериментальных данных выполнен методами регрессионного анализа.

При комплексной реализации на ЭЦВМ была создана автоматизированная диалоговая система, обеспечивающая определение характеристик тепловыделения, сгорания и представление выходных данных в форме регрессионных зависимостей.

Использована линейная регрессионная модель в форме

$$E(Y/x_1, x_2, \dots, x_k) = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \dots + \beta_k x_k.$$

При этом линейным уравнение является только по параметрам $\beta_1 \cdot x_1$ могут быть произвольными выражениями для наблюдаемых величин.

Параметры β_1 определяют по их оценкам (в матричной форме b).

$$b = (X'X)^{-1} X'Y,$$

где Y ($n \times 1$) - вектор наблюдений (значения зависимой переменной, функции); X ($n \times p$) - матрица значений независимых переменных (факторов).

Для выявления статистических свойств регрессионной модели процесса сгорания (зависимостей для коэффициента скорости сгорания) произведены расчеты по двум методам: множественной линейной регрессии и шаговой регрессии.

Для всех вариантов получены близкие параметры. Соответствующие уравнения регрессии адекватно описывают исследованные зависимости.

При контрольных расчетах со сниженным пороговым значением $F_{\text{вкл}} = 2.0$ результаты для шаговой и множественной регрессии идентичны.

Достоверность регрессионного уравнения

$$19 k_p = 1.6127 - 0.201 \cdot 10^{-3} T_{\Gamma} - 0.224 p_{\Gamma} + 2.64 x + 0.554 c_T + 0.282 c_{O_2}$$

оценивается доверительным интервалом 3,5% от среднего значения k_p .

Полученные результаты позволили создать метод расчета рабочего процесса, включающий в себя феноменологическое моделирование смесеобразования и расчет химического реагирования топлива по регрессионным зависимостям для коэффициента скорости

сгорания.

В расчете индикаторного процесса использовано преобразованное уравнение первого закона термодинамики в форме

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{k-1}{v} \left(\frac{dx}{d\varphi} \left(Q_H^p + (c_V^{CM} - 2,9302) T + 761,85 \right) q_c - \frac{dQ_W}{d\varphi} - \frac{k}{k-1} p \frac{dv}{d\varphi} \right)$$

Модель рабочего процесса реализована на ЭЦВМ ЕС и РС ХТ/АТ.

Проверка метода расчета рабочего процесса выполнена для двух двигателей - четырехтактного ЧН 25/34 и двухтактного с прямоточно-клапанной продувкой БОЛНЕС ДКРН 19/35.

Результаты моделирования для обоих дизелей представлены на рис. 1а,б. Сходимость расчетных и экспериментальных данных характеризуются следующими относительными величинами доверительных интервалов в средней части периода сгорания: для давления газов $|\delta_{p_{\Gamma}}| = 0,95\%$, интегрального тепловыделения $|\delta_x| = (0,94 \dots 1,3)\%$ скорости относительного тепловыделения $|\delta_{w_x}| = (9,4 \dots 9,9)\%$.

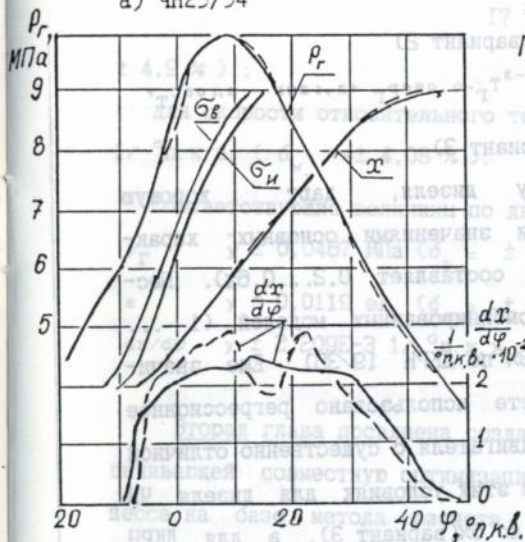
Проведена проверка трех вариантов модели, полученных по различным экспериментальным данным: 1 - дизеля ЧН 25/34, 2-комбинированный (объединенные по двигателям ЧН 25/34 и ДКРН 19/35), 3 - дизеля ДКРН 19/35.

Уравнения регрессии для коэффициента скорости сгорания имели вид:

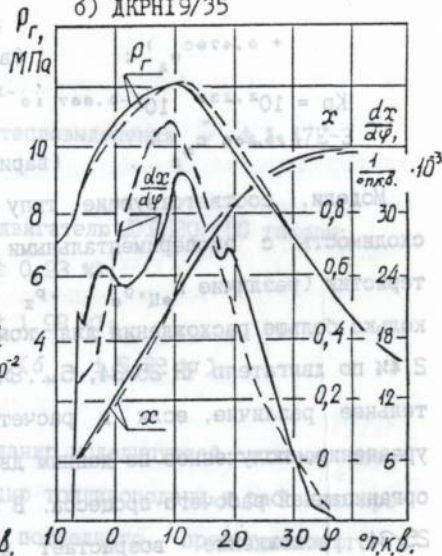
$$k_p = 10^{1,612} \cdot 10^{(-0,201 \cdot 10^{-3} T_{\Gamma} - 0,224 p_{\Gamma} + 2,84x + 0,554 c_{T1} + 0,282 c_{O2})} \quad (\text{вариант 1})$$

$$k_p = 10^{0,161} \cdot 10^{(0,224 \cdot 10^{-3} T_{\Gamma} - 0,192 p_{\Gamma} + 2,734x - 0,687 c_{T1} + 0,282 c_{O2})}$$

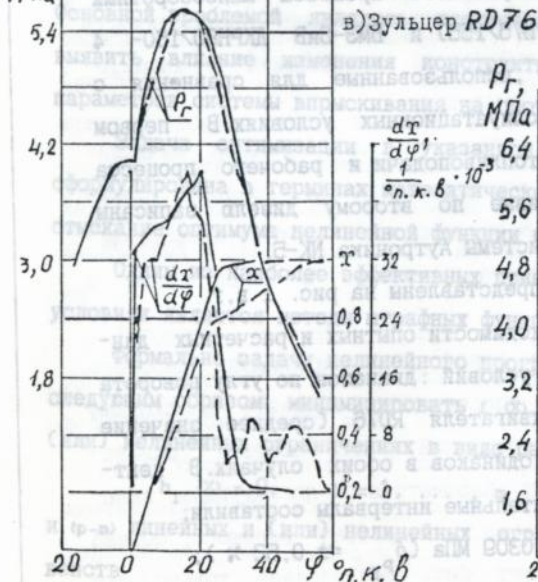
а) ЧН25/34



б) ДКРН19/35



p_r ,
МПа



г) ДКРН80/160-4

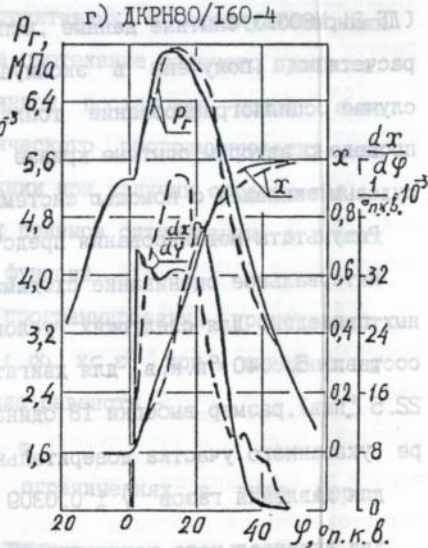


Рис. 1. Расчётные и опытные кривые рабочего процесса дизелей
(— — расчёт, - - - - опыт)

$$+ 0,4795 c_{O_2} \quad ; \quad (\text{вариант 2})$$

$$K_p = 10^{2,236} 10^{(-0,867 + 10^{-3} T_{\Gamma} - 0,0867 T_{\Gamma} + 2,136x - 2,105c_{T^+} + 0,266 c_{O_2})} \quad (\text{вариант 3})$$

Модели, соответствующие типу дизеля, дают хорошую сходимость с экспериментальными значениями основных характеристик (различие $n_{\text{цп}}, \eta_e, p_z$ составляет 0,2...0,6%). Несколько больше расхождения для комбинированных моделей (1...2,4% по двигателю ЧН 25/34, 5...8% по ДКРН 19/35). Еще значительное различие, если в расчете использовано регрессионное уравнение, полученное по данным двигателя с существенно отличной организацией рабочего процесса. В этих условиях для дизеля ЧН 25/34 расхождение возрастает до 5% (вариант 3), а для ДКРН 19/35 даже до 10...14% (вариант 1).

Выполнены также расчеты рабочего процесса малооборотных двигателей Зульцер RD76 (ДКРН76/155) и БМЗ-БиВ ДКРН80/160-4 (ДБ-21; K80GF). Опытные данные, использованные для сравнения с расчетными, получены в эксплуатационных условиях. В первом случае осциллографирование топливоподачи и рабочего процесса проведено автором, опытные кривые по второму дизелю записаны судовым экипажем с помощью системы Ауэроника НК-5.

Результаты моделирования представлены на рис. 1 в, г.

Интервальное оценивание сходимости опытных и расчетных данных проведено для следующих условий: диапазон по углу поворота составил 5...40 °п.к.в. для двигателя RD76 (среднее значение 22,5 °пкв), размер выборки 18 одинаков в обоих случаях. В центре указанного участка доверительные интервалы составили:

для давления газов $\hat{y} \pm 0,0309$ МПа ($\delta_{p_{\Gamma}} = \pm 0,62\%$);

для интегрального тепловыделения $\hat{y} \pm 0,0245$ ед. ($\delta_x =$

$\pm 4,9 \%$);

для скорости относительного тепловыделения $\hat{y} \pm 1,47E-3$
 $1/^\circ\text{п.к.в.}$ ($\delta_x = \pm 4,08 \%$).

Соответствующие величины по двигателю ДКРН80/160 таковы:

$P_{\Gamma} \quad \hat{y} \pm 0,0467 \text{ МПа}$ ($\delta_{P_{\Gamma}} = \pm 0,93 \%$);

$x \quad \hat{y} \pm 0,0119 \text{ ед.}$ ($\delta_x = \pm 1,98 \%$);

$dx/d\varphi \quad \hat{y} \pm 2,209E-3 \text{ } 1/^\circ\text{п.к.в.}$ ($\delta_w = \pm 5,52 \%$).

Вторая глава посвящена созданию моделирующей системы, обеспечивающей совместную оптимизацию топливоподачи и рабочего процесса на базе метода расчета последнего, представленного в первой главе. Анализ исследований в этой области показал, что при всей актуальности задачи решение ее до сих пор не получено. Основной проблемой являлось отсутствие методики, позволяющей выявить влияние изменения конструктивных и эксплуатационных параметров системы впрыскивания на протекание рабочего процесса.

Задача оптимизации в указанной постановке может быть сформулирована в терминах математического программирования как отыскание оптимума нелинейной функции при наличии ограничений.

Одним из наиболее эффективных приемов оптимизации в таких условиях являются методы штрафных функций.

Формально задачу нелинейного программирования представляют следующим образом: минимизировать $f(x)$, $x \in E^n$ при m линейных и (или) нелинейных ограничениях в виде равенств

$$h_i(x) = 0, \quad i = 1, \dots, m$$

и $(p-m)$ линейных и (или) нелинейных ограничениях в виде неравенств

$$g_i(x) \geq 0, \quad i = m+1; \dots, p.$$

Переходя к задаче без ограничений и используя метод штрафных функций, получают

$$P(x^{(k)}, \rho^{(k)}) = f(x^{(k)}) + \sum_{i=1}^m \rho_1^{(k)} N_{\theta_1}(x^{(k)}) + \\ + \sum_{i=m+1}^p \rho_1^{(k)} G_{\theta_1}(x^{(k)}),$$

где $P(x^{(k)}, \rho^{(k)})$ - присоединенная или расширенная функция;

$\rho_1^{(k)}$ - весовые коэффициенты,

$N_{\theta_1}(x^{(k)})$, $G_{\theta_1}(x^{(k)})$ - функционалы $n_{\theta_1}(x^{(k)})$ и $g_{\theta_1}(x^{(k)})$.

Важнейшей задачей при разработке процедуры оптимизации после формирования функции цели является организация поиска оптимума этой функции.

При выборе стратегии на этом этапе возникает необходимость комплексной оценки возможностей метода оптимизации и характеристик системы, подлежащей оптимизации.

Градиентные методы, относящиеся по классификации вычислительных приемов к процедурам первого или второго порядка (соответствует порядку используемых производных), требуют представления функции цели (оптимизируемого параметра) в явной связи с независимыми переменными.

Для такой сложной системы, какой является модель рабочего процесса дизеля, по каждому исследуемому варианту необходимо предварительное составление уравнений связи целевой (эквивалентной) функции и независимых параметров с последующим включением их в процедуру оптимизации, что требует большого объема подготовительной работы и может быть реализовано только для гладких зависимостей.

В этих условиях предпочтительнее использовать один из способов перебора вариантов, не требующих заранее выявления функциональных связей в исследуемой системе и не накладывающих существенных ограничений на характер этих зависимостей.

Нами в качестве базовой принята процедура, предложенная Нельдером и Мидом и получившая название способа деформируемого многогранника. В настоящей работе выполнено уточнение исходной методики на этапе поиска и анализа отраженных вершин.

Указанная процедура положена в основу системы, оптимизирующей рабочий процесс дизеля. В качестве математической модели объекта использована комплексная модель рабочего процесса, разработанная автором.

Особенность первого (упрощенного) варианта поиска является фиксированная характеристика впрыскивания. Она задана в форме зависимости давления топлива от угла поворота коленчатого (распределительного) вала. Предусмотрена возможность смещения процесса топливоотдачи заданием угла начала впрыскивания ϕ_H .

Такая структура обеспечивает использование при оптимизации в качестве независимых переменных любого набора параметров, включенных в качестве исходных данных в модель рабочего процесса.

Алгоритм и программа поиска оптимума составлены путем объединения методов деформируемого многогранника и штрафных функций в форме рассмотренной выше.

В методике не оговорен состав ограничений, и его задание осуществляется путем корректировки модуля программы, в котором определяется $R(x^{(k)}, \rho_1)$.

В случае необходимости можно предусмотреть расширенный перечень ограничений, а использование их в конкретном случае за-

давать путем включения в исходную информацию единичных функций.

В качестве функции цели в большинстве случаев используется эффективный расход топлива $g_e(x)$. Именно эта величина принята нами как оптимизируемый параметр.

Алгоритм и программа объединяют, как отмечено выше, процедуру поиска оптимума с расчетом рабочего процесса.

Поиск оптимальной организации рабочего процесса (с фиксированной характеристикой впрыскивания) выполнен для двигателя ЧН 25/34, прошедшего экспериментальную доводку, на режиме $n_{eц} = 69 \text{ кВт}$ с исходным экспериментальным значением $g_e = 0,223 \text{ кг/кВт-ч}$. В качестве ограничения принято $p_{zогр} = 8,0 \text{ МПа}$.

Проведены расчеты для следующих вариантов (по наборам факторов):

два фактора: угол начала впрыскивания φ_H , угол начала сжатия φ_a ;

три фактора: φ_H , φ_a , степень сжатия ϵ ;

четыре фактора: φ_H , φ_a , ϵ , давление наддувочного воздуха p_s .

Наиболее коротким был поиск при двух оптимизирующих факторах (φ_H, φ_a). В начальной вершине многогранника при $\varphi_H = -15^\circ$, $\varphi_a = -155^\circ$ получено $g_e = 0,2252 \text{ кг/кВт-ч}$.

Процедура закончена за четыре шага. Между вторым и третьим шагом осуществлена редукция. Конечный результат: $g_e = 0,2218 \text{ кг/кВт-ч}$, $\varphi_H = -15,4^\circ$, $\varphi_a = -150,6^\circ$.

Увеличение количества оптимизирующих факторов повышает эффективность поиска. Так, при трех факторах итоговая величина $g_e = 0,2145 \text{ кг/кВт-ч}$, а для четырех $g_e = 0,2120 \text{ кг/кВт-ч}$.

Существенное влияние на ход оптимизации оказывает размер конечного многогранника, задаваемый величиной $\gamma_{огр}$. При зада-

нии $\text{time} = 0,0005$ вместо $0,00085$ продолжительность поиска возросла с шести до 12 шагов.

Для организации оптимального протекания рабочего процесса и топливоподачи создана объединенная модель этой системы, работающая под управлением процедуры поиска оптимума.

В качестве базового для моделирования процесса впрыскивания принят метод, основанный на решении телеграфного уравнения движения вязкой сжимаемой жидкости

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - 2k \frac{\partial u}{\partial t} = 0,$$

где t - время, x - координата длины трубопровода; u - скорость топлива; a - скорость распространения волны давления; k - фактор гидравлического сопротивления.

Расчет процесса впрыскивания состоит в решении уравнения движения топлива в трубопроводе совместно с уравнениями граничных условий в насосе и форсунке. Телеграфное уравнение решаем разностным методом с использованием прямоугольной сетки вдоль характеристик $dt/dx = 1/a$.

Граничные условия у насоса и форсунки описываются уравнениями сплошности для отдельных объемов и движения рабочих органов этих устройств. Полученные системы уравнений также решаются разностным методом, а связь между ними осуществляется через давления и скорости в крайних сечениях трубопроводов.

Программа, реализующая полную (с включением расчета топливоподачи) оптимизирующую систему, составлена из 22 модулей. Ее укрупненная блок-схема представлена на рис. 2.

В качестве целевой функции по-прежнему использован удельный эффективный расход топлива g_e . Его значение корректировалось с учетом двух ограничений типа неравенств:

I. 5111111111

$$P_z \leq P_{z\text{огр}}, \quad P_{H\text{max}} \leq P_{H.\text{огр}}$$

Кроме того, введено одно ограничение в форме равенства: $q_{ц} = q_{ц0}$. Значение $q_{ц0}$ определяется в первой (базовой) вершине начального многогранника.

Целевая функция с учетом штрафа имеет вид

$$g_{\text{ш}} = g_{\text{е}} + \Delta g_{\text{е}},$$

где

$$\Delta g_{\text{е}} = k_{\text{ш}} \left[\frac{\Delta P_z}{P_{z\text{огр}}} + \frac{\Delta P_{H\text{max}}}{P_{H.\text{огр}}} + \frac{\Delta q_{ц}}{q_{ц0}} \right].$$

В результате поиска для двигателя ЧН 25/34 с использованием семи факторов: угла начала впрыскивания φ_H , угла начала сжатия φ_a , степени сжатия ε , диаметра плунжера $d_{ц}$, числа сопловых отверстий распылителя i_c , их диаметра d_c , угла отсечки $\varphi_{\text{отс}}$ за семь шагов получены их оптимальные значения, приведенные в табл. I.

Снижение $g_{\text{е}}$ составило 7,3 г/кВт-ч или 3,8%. Наличие штрафа на конечном этапе связано с повышением экономичности и, как следствие, отличием $q_{ц}$ от $q_{ц0}$, поэтому оценку эффективности поиска следует вести по значению $g_{\text{е}}$.

Существенными для оценки методики являются особенности изменения конструктивных параметров системы впрыскивания и характеристик топливоподачи. Повышение экономичности получено при меньших $d_{ц}$ и P_H , что не совпадает с характерными тенденциями для топливоподачи и рабочего процесса. В данном случае результат обеспечен за счет устранения подвпрыскивания.

Полученные данные выявили чувствительность метода к качественным изменениям в процессе впрыскивания. Это свидетельствует также об устойчивости методики к разрывам в функциональных связях для оптимизируемой системы, так как устранение под-

нении конструктивных и режимных параметров. Одновременно получено подтверждение целесообразности проведения поиска на феноменологической модели, а не на статистической зависимости целевой функции от определяющих факторов.

В третьей главе представлены разработка и исследования методов управления топливopодачей в дизелях.

Основные материалы посвящены созданию системы, в которой целенаправленное воздействие на процесс впрыскивания обеспечивается за счет подключения аккумулятора. При этом происходит перераспределение подачи ТНВД между форсункой и дополнительным устройством, подключаемым к системе и названным регулятором закона подачи РЗП. Схема системы впрыскивания с РЗП дана на рис. 3. Топливо из насоса высокого давления 1 по топливопроводам 2,3 поступает к РЗП и форсунке 4. РЗП состоит из клапанного узла 5 и аккумулятора 7. Регулятор подключается к системе топливopодачи без изменения конструкции базовой топливной аппаратуры. По каналу 6 клапанного узла топливо идет в аккумулятор регулируемого объема (в эксперименте для изменения объема аккумулятора использованы вытеснители). Настройка РЗП и его отключение могут быть осуществлены изменением усилия $F_{0.p}$ затяжки пружины клапана.

Для управления конечной фазой впрыскивания разработаны и исследованы различные варианты нагнетательного клапана, а также обеспечено регулирование площади отсечного окна.

Экспериментальное исследование системы впрыскивания судового среднеоборотного дизеля ЧН 25/34 с РЗП выявило широкие возможности управления параметрами топливopодачи за счет места его подключения, размеров аккумулятора, настройки клапана. При этом

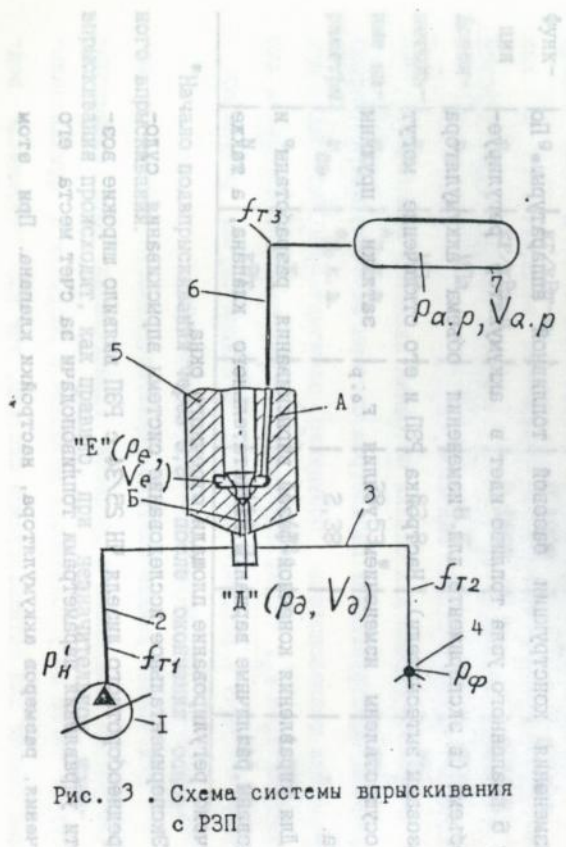


Рис. 3. Схема системы впрыскивания с РЗП

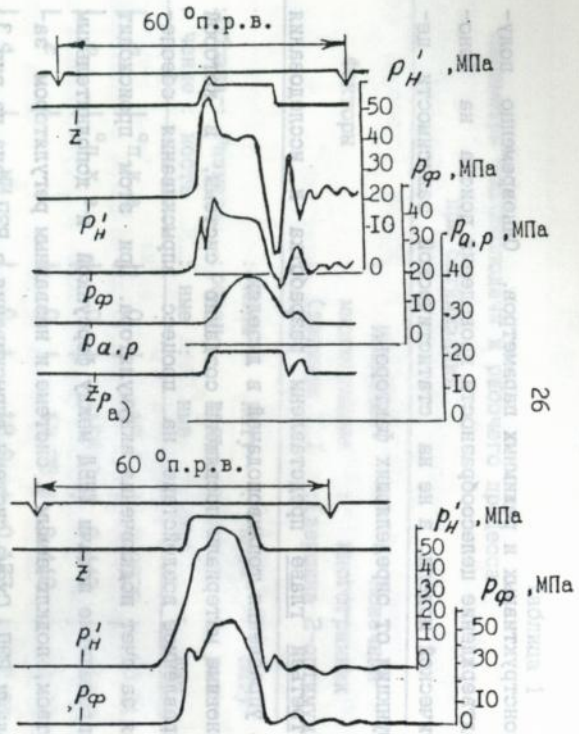


Рис. 4. Осциллограммы процесса топливоподачи

установлены качественные изменения, улучшавшие характеристики впрыскивания и снижавшие нагрузки на детали топливной аппаратуры.

Так, на осциллограммах рис. 4, снятых при частоте вращения распределвала $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$, цикловой подаче $q_{ц} = 1,6 \text{ г/цикл}$ и работе системы дизеля ЧН 25/34 в базовой комплектации (с отключенным РЗП, рис. 4б), а также в опытном варианте с РЗП у форсунки (объем аккумулятора $v_{a.p} = 54 \text{ см}^3$, давление открытия клапана $p_{o.p} = 34,3 \text{ МПа}$, рис. 4 а) зафиксированы существенные отличия в протекании кривых давления топлива у насоса p'_H и форсунки $p'_ф$. Действительно, значение p'_H является максимальным в период подъема иглы, а затем происходит его снижение. Характер $p'_ф$ свидетельствует о возможности с помощью РЗП организовать ступенчатое впрыскивание. Кроме того, ~70% топлива впрыскивается при небольшом изменении давления, что улучшает характеристику распыливания.

Исследование влияния регулятора на процесс впрыскивания было выполнено при различных значениях $p_{o.p}$ и $v_{a.p}$ ($54 \cdot 10^{-6}$, $88 \cdot 10^{-6}$ и $136 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$), а также с подключением РЗП у насоса и форсунки. Испытания, проведенные на режиме $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$ при выходе рейки насоса $m = 28 \text{ мм}$, показали, что применение РЗП позволяет в широких пределах изменять характеристику впрыскивания с постоянной комплектацией регулятора. При этом можно выполнять настройку системы на работающем дизеле и оптимизировать процесс впрыскивания для различных эксплуатационных условий.

Включение РЗП в систему впрыскивания у форсунки снизило давления $p'_{H\max}$ на 21% и $p'_{ф\max}$ на 25% по сравнению с системой без РЗП, что уменьшило нагрузки на детали системы.

При работе топливной аппаратуры с РЗП, установленным у

форсунки ($v_{a.p} = 88 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, $p_{o.p} = 34,3 \text{ МПа}$), по нагрузочной характеристике (рис.5) с использованием топлив дизельного и моторного ДМ (ГОСТ 1667-68) в широком диапазоне режимов максимальное давление в форсунке остается практически неизменным (в основном, благодаря постоянству остаточных давлений топлива p_T), что улучшает процесс впрыскивания на частичных режимах. Продолжительности впрыскивания $\phi_{вп}$ и цикловые подачи для систем с РЗП и без него совпали в диапазоне $m = 14 - 28 \text{ мм}$. Применение в опытной системе топлива ДМ привело к увеличению остаточного давления в аккумуляторе $p_{T.a}$ и давления p'_{Hmax} . Величины $p_{\phi max}$ отличаются незначительно. При использовании тяжелого топлива в системе с РЗП влияние вязкости топлива на процесс впрыскивания такое же, как и в обычных системах.

Исследование различных нагнетательных клапанов ТНВД показало, что путем модернизации нагнетательного клапана можно существенно изменять параметры процесса впрыскивания и устранить подвпрыскивание.

В опытах подтверждена возможность управления процессом впрыскивания с помощью изменения формы и размеров отсечного отверстия плунжерной пары ТНВД.

Для совместного исследования топливоподачи и рабочего процесса на дизеле 1425/34 с применением РЗП использовано оптимальное планирование эксперимента (испытания проведены по ротатбельному центральному композиционному плану второго порядка), а результаты представлены в форме регрессионных уравнений. Данные испытаний показали, что применение РЗП позволяет управлять рабочим процессом дизеля. В частности, для снижения динамических показателей рабочего процесса необходимо уменьшать давление $p_{o.p}$. При этом сокращается доля топлива, впрыскиваемого в ци-

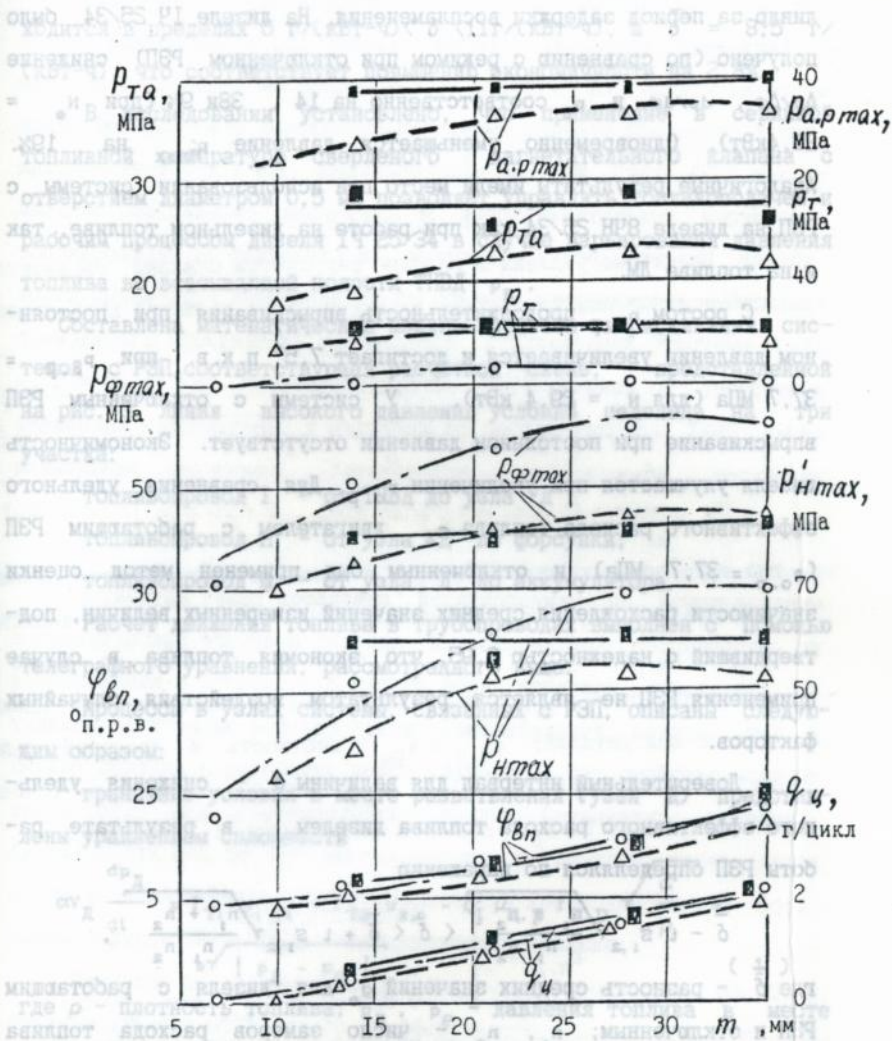


Рис. 5. Параметры топливоподачи: ---○--- система впрыскивания без РЗП; ---△--- система с РЗП, дизельное топливо; —■— система с РЗП, топливо ДМ

цилиндр за период задержки воспламенения. На дизеле 1С 25/34 было получено (по сравнению с режимом при отключенном РЭП) снижение $\Delta p/\Delta p$, $dp/d\phi$ и p_z соответственно на 14, 38 и 9% (при $n_e = 29,4$ кВт). Одновременно уменьшается давление p_{imax} на 19%. Аналогичные результаты имели место при использовании системы с РЭП на дизеле 8СН 25/34 как при работе на дизельном топливе, так и на топливе ДМ.

С ростом $p_{o.p}$ продолжительность впрыскивания при постоянном давлении увеличивается и достигает $7,5^\circ$ п.к.в. при $p_{o.p} = 37,7$ МПа (для $n_e = 29,4$ кВт). У системы с отключенным РЭП впрыскивание при постоянном давлении отсутствует. Экономичность дизеля улучшается при увеличении $p_{o.p}$. Для сравнения удельного эффективного расхода топлива g_e двигателем с работающим РЭП ($p_{o.p} = 37,7$ МПа) и отключенным был применен метод оценки значимости расхождения средних значений измеренных величин, подтвердивший с надежностью 0,95, что экономия топлива в случае применения РЭП не является результатом воздействия случайных факторов.

Доверительный интервал для величины δ - снижения удельного эффективного расхода топлива дизелем в результате работы РЭП определялся по выражению

$$\bar{\delta} - t s_{1,2} \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1 n_2}} < \delta < \bar{\delta} + t s_{1,2} \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1 n_2}}$$

где $\bar{\delta}$ - разность средних значений g_e для дизеля с работающим РЭП и отключенным; n_1, n_2 - число замеров расхода топлива дизелем соответственно с работающим РЭП и отключенным; t - критерий Стьюдента; $s_{1,2}$ - величина, зависящая от n_1, n_2 и средней квадратической ошибки определения g_e .

Для мощности дизеля 80% от номинальной величина δ на-

ходится в пределах $6 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) < \delta < 11 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, а $\bar{\delta} = 8,5 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, что соответствует повышению экономичности на 2,8%.

В исследовании установлено, что применение в серийной топливной аппаратуре сверленного нагнетательного клапана с отверстием диаметром 0,5 мм позволяет управлять топливopодачей и рабочим процессом дизеля ИЧ 25/34 в случае варьирования давления топлива во всасывающей полости ТНВД P_B .

Составлена математическая модель процесса впрыскивания системой с РЗП, соответствующая расчетной схеме, представленной на рис. 3. Линия высокого давления условно поделена на три участка:

топливopовод I - от ТНВД до узла "Д";

топливopовод II - от узла "Д" до форсунки;

топливopовод III - от узла "Д" до аккумулятора.

Расчет движения топлива в трубопроводах выполнен с помощью телеграфного уравнения, рассмотренного выше.

Процессы в узлах системы, связанных с РЗП, описаны следующим образом:

граничные условия в месте разветвления (узел Д) представлены уравнением сплошности

$$\alpha_D \frac{dP_D}{dt} = f_{T_1} u_{1,L_1} - f_{T_2} u_{2,0} - \xi_I \mu_{щ.р} f_{щ.р} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_D - P_E|} \quad (1)$$

где ρ - плотность топлива; P_D, P_E - давления топлива в месте разветвления и в камере "Е" корпуса клапана; v_D - объем камеры в месте разветвления; $f_{T_1} = f_{T_2}$ - площадь проходного сечения топливopоводов высокого давления I и II; $u_{1,L_1}, u_{2,0}$ - скорость топлива на выходе из топливopовода I и на входе в топливopовод II; $\mu_{щ.р} f_{щ.р}$ - эффективное проходное сечение в седле иглы

клапана;

$$\xi_I = \begin{cases} I & \text{при } p \geq p_e; \\ d & e \\ -I & \text{при } p_d < p_e. \end{cases}$$

Граничные условия в клапане регулятора описаны уравнениями

сплошностями потока топлива в камере "Е" и движения иглы клапана

$$\alpha v_e \frac{dp_e}{dt} = -f_{T3} u_{z,0} - \epsilon_{и.р} f_{и.р} \frac{dz_p}{dt} + \xi_I \mu_{ш.р} f_{ш.р} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_d - p_e|}, \quad (2)$$

$$m_{и.р} \frac{d^2 z_p}{dt^2} = f'_{и.р} p_e + f''_{и.р} p_d - c_{и.р} (z_p + z_{p0}), \quad (3)$$

где v_e - объем камеры "Е"; $f_{и.р}$ - площадь поперечного сечения иглы клапана; $f'_{и.р}$ - дифференциальная площадь иглы клапана; $f''_{и.р} = f_{и.р} - f'_{и.р}$; $u_{z,0}$ - скорость топлива на входе в топливопровод Ш; $m_{и.р}$ - масса иглы клапана регулятора и движущихся с ней деталей; $c_{и.р}$ и z_{p0} - жесткость и предварительное сжатие пружины клапана РЗП; f_{T3} - площадь проходного сечения топливопровода Ш; z_p - подъем иглы клапана;

$$\epsilon_{и.р} = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < z_p < z_{p\max}; \\ 0 & \text{при } z_p = z_{p\max} \text{ или } z_p = 0. \end{cases}$$

Процессы в аккумуляторе описаны уравнением сплошности

$$\alpha v_a \frac{dp_a}{dt} = f_{T3} u_{z,1z}, \quad (4)$$

где v_a - объем аккумулятора; p_a - давление топлива в аккумуляторе; $u_{z,1z}$ - скорость топлива на входе в аккумулятор (на выходе из топливопровода Ш).

Дифференциальные уравнения (1) - (4) решены методом конечных разностей, а полученная система расчетных уравнений - методом итераций. По разработанной методике на алгоритмическом языке Фортран была составлена программа расчета процесса впрыскивания системой с РЗП, реализованная на ЭВМ типа ЕС. Максимальное расхождение расчетных и экспериментальных параметров топливоподачи не превысило 8%. Расчетным путем получены зависимости параметров впрыскивания от объема аккумулятора. Показана возможность определения оптимальной комплектации системы (для $v_{a.p} = 54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ продолжительность впрыскивания с постоянным давлением максимальна, а нагрузки на детали привода ТНВД имеют наименьшее значение). Установлена необходимость настройки системы по величине $v_{a.p}$ для различных режимов работы.

Четвертая глава посвящена исследованиям по использованию низкоцетановых топлив в дизелях и оптимальной организации их впрыскивания и сгорания. К такого рода топливам относятся как тяжелые остаточные нефтепродукты (высоковязкие мазуты), так и легкие фракции переработки нефти (бензины). Это свойство характерно также для альтернативных топлив (сланцевых, спиртов). Актуальность задачи их использования в дизелях определяется соображениями экономического характера и необходимостью в обозримом будущем перехода на нетрадиционные топлива.

Несмотря на активные разработки в этой области, не было создано достаточно простого и эффективного способа организации рабочего процесса и топливоподачи, обеспечивающего использование низкоцетановых топлив с минимальной модернизацией двигателей. Из различных подходов к использованию низкоцетановых топлив в дизелях нами отдано предпочтение направлению, предусматривающему

применение запального топлива. Однако, в отличие от разработанных к настоящему времени систем, включающих в себя два комплекта топливной аппаратуры, предложено использовать традиционную систему впрыскивания, обеспечивая ввод в нее между рабочими циклами необходимой порции запального топлива. Схема созданной двухтопливной системы впрыскивания представлена на рис. 6.

Базовая система топливоподачи, состоящая из ТНВД 1 и форсунки 2, дополнена общей для всего двигателя аккумуляторной системой. В последнюю входят ТНВД 5 и аккумулятор 4. Давление в аккумуляторе регулируется редукционным клапаном, а подвод топлива из аккумулятора в форсунку осуществляется через невозвратный клапан 3, размещаемый у форсунки. На схеме показаны также места установки датчиков для записи давления топлива (P_H , P_F , $P_{ак}$, $P_{з.т}$, $P_{з.к}$), а также перемещения иглы форсунки ПИ и нагнетательного клапана ПК.

Предложенный метод организации рабочего процесса дизеля на низкоцетановых топливах и созданная для его реализации двухтопливная система впрыскивания всесторонне исследованы экспериментально и расчетным путем. Опыты проведены на образцах систем топливоподачи, включающих в себя базовые комплекты топливной аппаратуры двигателей ЧН 26/34 и ЧН 25/34 Первомайского машзавода, а совместное исследование топливоподачи и рабочего процесса выполнено на дизелях 1С 25/34 и 1СН25/34. Использованы различные топлива, имеющие низкое цетановое число (ЦЧ): мазут 100, сланцевое топливо (масло сланцевое топливное), бензины, этанол. В качестве запального применялось дизельное топливо.

Характерными являются результаты безмоторных испытаний системы двигателя ЧН 26/34, на режиме $n_p = 375 \text{ мин}^{-1} = \text{Const}$. Эксперимент проведен по ротатабельному центральному композицион-

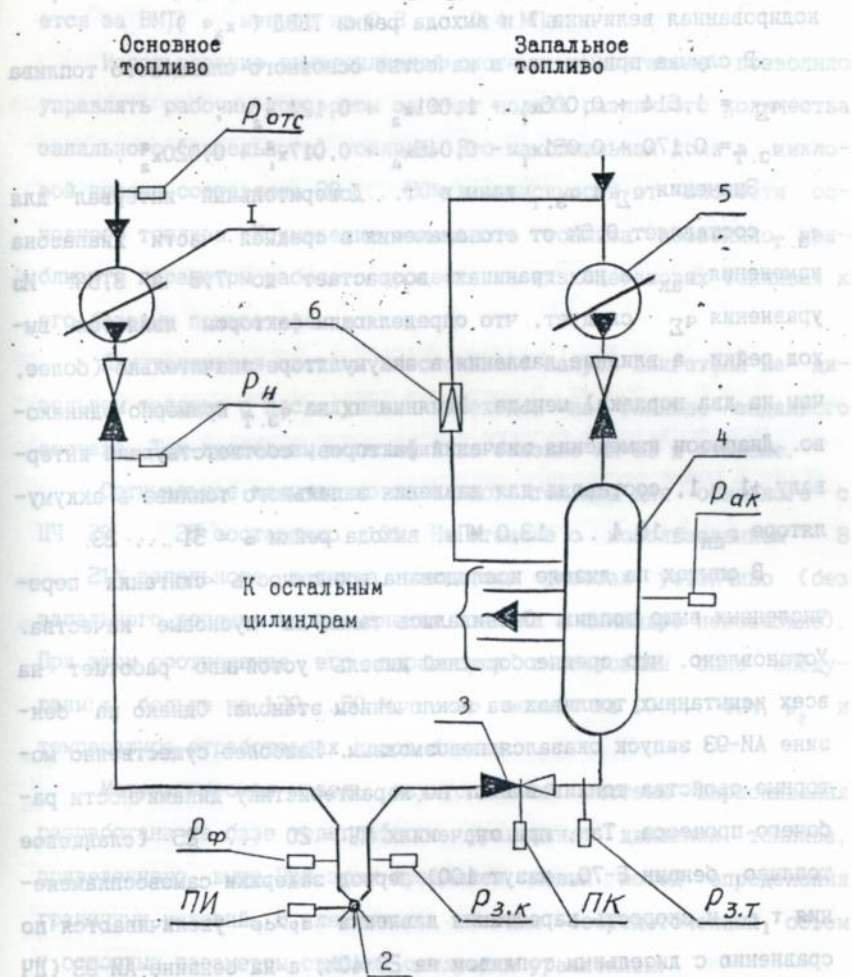


Рис. 6. Двухтопливная система впрыскивания дизеля

ному плану второго порядка. Получены регрессионные зависимости величины суммарной цикловой подачи q_{Σ} и доли в ней запального топлива $q_{\Sigma, T}$ от давления в аккумуляторе (x_1 - кодированная величина) и выхода рейки ТНВД (x_2).

В случае применения в качестве основного сланцевого топлива

$$q_{\Sigma} = 1,614 + 0,006x_1 + 1,001x_2 + 0,124x_2^2;$$

$$q_{\Sigma, T} = 0,170 + 0,051x_1 - 0,045x_2 + 0,017x_1^2 + 0,020x_2^2.$$

Значения q_{Σ} и $q_{\Sigma, T}$ даны в г. Доверительный интервал для $q_{\Sigma, T}$ составляет 0,6% от его значения в средней части диапазона изменения $p_{ак}$, а на границах возрастает до 7,5 и 3,5%. Из уравнения q_{Σ} следует, что определяющим фактором является выход рейки, а влияние давления в аккумуляторе значительно (более, чем на два порядка) меньше. Влияние их на $q_{\Sigma, T}$ примерно одинаково. Диапазон изменения значений факторов, соответствующий интервалу $+1 - 1$, составлял для давления запального топлива в аккумуляторе $p_{ак} = 18,4 \dots 13,0$ МПа, выхода рейки $m = 51 \dots 23$.

В опытах на дизеле исследована возможность сжигания перечисленных выше топлив. Оценивались также их пусковые качества. Установлено, что среднеоборотный дизель устойчиво работает на всех испытанных топливах за исключением этанола. Однако на бензине АИ-93 запуск оказался невозможным. Наиболее существенно моторные свойства топлив влияют на характеристику динамичности рабочего процесса. Так, при значениях ЦЧ = 20 ... 25 (сланцевое топливо, бензин Б-70, мазут 100) период задержки самовоспламенения τ_1 и скорость нарастания давления $dp/d\phi$ увеличиваются по сравнению с дизельным топливом на 20-40%, а на бензине АИ-93 (ЦЧ ~ 15) вдвое. На величину максимального давления сгорания p_z оказывает влияние количество топлива, поданного в цилиндр за период τ_1 , и момент самовоспламенения. В опытах решающим

оказался последний фактор: для топлив с ЦЧ = 20 ... 25 при начале сгорания до ВМТ p_z возросло по сравнению с дизельным топливом на 0,2 ... 0,4 МПа, а на бензине АИ-93 (сгорание начинается за ВМТ) p_z меньше на 0,3 ... 0,4 МПа.

Использование двухтопливной системы на двигателе позволило управлять рабочим процессом за счет подачи различного количества запального (дизельного) топлива. Его максимальная доля в цикловой подаче составляла 20 ... 50% в зависимости от вязкости основного топлива. Применение запального топлива позволило приблизить параметры рабочего процесса на низкоцетановых топливах к его базовым показателям.

Двухтопливная система обеспечивает запуск двигателя на дизельном топливе с последующим переходом на топливо заданного состава. Так проведены испытания на бензине АИ-93 и этаноле.

Оптимальное количество запального топлива для основного с ЦЧ 20 ... 25 составляло 10%. На этаноле с использованием 8 ... 21% запального топлива двигатель работал устойчиво (без запального топлива воспламенения этанола в цилиндре невозможно). При этом соотношение его параметров с базовыми было следующим: τ_1 больше на 130...50 %, $dp/d\phi$ меньше на 10 ... 40%, p_z и температура отработавших газов близки.

Математическая модель двухтопливной системы впрыскивания разработана на базе телеграфного уравнения движения топлива, приведенного выше. При этом предложен новый метод определения граничных условий. В элементах, имеющих сосредоточенный объем V , основные параметры связаны следующим уравнением:

$$\alpha v \frac{dp}{dt} = Q - \frac{dV}{dt},$$

где Q - баланс расходов топлива.

Для полости распылителя граничные условия представлены уравнением

$$\alpha v_{\Phi} \frac{dp_{\Phi}}{dt} = f_{T_1} u_{1,L} - \epsilon_{II} f_{II} \frac{dz}{dt} + \frac{dv_{OCB}}{dt} - \xi' \mu f_{T'} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_{\Phi} - p_a|} - f_{T_2} u_{2,0}$$

где $u_{1,L}$, $u_{2,0}$ - скорость топлива на выходе из трубопровода основного топлива и на входе в канал запального топлива, ϵ и ξ' - единичные функции, зависящие от величины z , а также соотношения p_{Φ} и p_a .

Для аккумулятора уравнение идентично приведенному выше при описании системы с РЭП.

Вычисления для граничных условий в форсунке выполнены по методике Ю. Я. Фомина. В остальных узлах системы определение параметров сводится к расчету составляющих объемного баланса. Давление в конце расчетного интервала

$$p = p_1 + \frac{Q \Delta t}{\alpha v} - \frac{\Delta v}{\alpha v}$$

Поскольку два последних слагаемых оказывают одинаковое влияние на величину p , то их целесообразно объединить, представив выражение в виде

$$p = p_1 + \frac{\Delta Q}{\alpha v}$$

В итоге модель системы составлена из следующих основных модулей: расчета движения топлива в трубопроводе, давления в узлах системы и перемещения подвижных элементов. Расчет процесса впрыскивания выполнен методом итераций.

Разработанная методика реализована в программе на Фортране для ЕС ЭВМ. Различие опытных и расчетных параметров топливоподачи не превышает 6%. Наибольшее расхождение относится к величинам максимальных давлений топлива. Другие характеристики (q_{Σ} , q_3 , T ,

фазы топливоподачи) совпадают в пределах точности эксперимента.

На базе математической модели двухтопливной системы проведен расчетный эксперимент для определения влияния конструктивных параметров на величину $q_{з.т}$. В качестве аргументов использованы следующие характеристики: $d_k(x_1)$ диаметр клапана подвода запального топлива в форсунке, $r_{кан}(x_2)$ - радиус канала запального топлива в форсунке; $L_{кан}$ - длина этого канала.

Расчеты выполнены по D - оптимальному насыщенному пятиуровневому плану. В результате получено регрессионное уравнение (значение $q_{з.т}$ представлено в % от суммарной цикловой подачи)

$$q_{з.т} = 26,6 + 10,2x_2 + 0,9x_1x_2 - 1,6x_1x_3 - 3,1x_2x_3 - 1,6x_1^2 - 6,1x_2^2 - 2,3x_3^2$$

Анализ полученных зависимостей выявил определяющие влияние на величину $q_{з.т}$ гидравлических сопротивлений на участке клапан-полость распылителя. Поэтому для увеличения $q_{з.т}$ целесообразно размещать клапан ближе к форсунке, а также увеличивать диаметр канала подвода запального топлива.

Заключение

В ходе выполнения исследований по диссертационной работе получены следующие основные результаты.

1. Разработан метод расчета рабочего процесса, обеспечивающий феноменологическое моделирование впрыскивания топлива и смесеобразования в сочетании со статистическими зависимостями для сгорания.

2. Создана диалоговая автоматизированная система для комплексного анализа опытных данных по топливоподаче и рабочему процессу с представлением конечных характеристик сгорания в форме

регрессионных уравнений.

3. Разработана методология оптимизации рабочего процесса с фиксированной характеристикой впрыскивания и совместной оптимизации рабочего процесса и топливоподачи. Целевой функцией являются характеристики рабочего процесса. В конкретных приложениях получено повышение экономичности на 4% для дизеля, прошедшего экспериментальную доводку.

4. Разработаны и всесторонне исследованы ряд способов управления процессом впрыскивания. Наиболее эффективно использование РЭП, обеспечивающего снижение нагрузок на детали топливной аппаратуры, а также улучшение характеристик распыливания и закона подачи топлива. В результате было обеспечено снижение динамической напряженности рабочего процесса на 9-14% и снижение удельного эффективного расхода топлива на 3...8%. Установлена возможность совершенствования конечной фазы топливоподачи за счет модернизации нагнетательного клапана ТНВД, изменения формы и площади отсечного окна.

5. Создана математическая модель системы впрыскивания с РЭП, обеспечивающая достаточную сходимость (различие на более 8%) с опытными параметрами.

6. Выполнен комплекс исследований по использованию в дизелях низкоцетановых топлив. Устойчивое протекание рабочего процесса на топливах, самостоятельное воспламенение которых в дизеле невозможно, обеспечено за счет впрыскивания запального топлива. Этим же способом существенно улучшено протекание рабочего процесса на топливах, применение которых приводит к росту динамической напряженности рабочего процесса. Предложенный способ применения низкоцетановых топлив реализован с помощью двухтопливной системы впрыскивания, созданной на базе традиционного

варианта топливной аппаратуры и обеспечивающей перевод дизелей на низкоцетановые топлива с минимальной модернизацией существующих систем топливоподачи.

7. Разработан метод расчета двухтопливных систем. Предложен новый подход к расчету граничных условий. Точность расчетов: величины максимальных давлений топлива в эксперименте и модели отличаются не более 6%, остальные характеристики практически совпадают.

Все расчетные методики реализованы на ЭВМ, прошли отладку и опытную эксплуатацию, а также проверку по опытным данным.

Предложения по управлению процессом впрыскивания и применению низкоцетановых топлив реализованы в опытных образцах топливной аппаратуры. Экспериментальные системы топливоподачи прошли доводку на безмоторных стендах и на дизелях.

Выполненные разработки внедрены и переданы для использования на предприятия и в организации, занятые производством и эксплуатацией дизелей.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих основных работах:

- в книге:

1. Использование тяжелых топлив в дизелях. - М.: Транспорт, 1971. - 192с. (в соавт.).

- в статьях:

2. Применение газотурбинного топлива на среднеоборотных дизелях //Речной флот. - 1971. - №. - С.39 (в соавт.).

3. Работа судового малооборотного дизеля с прямоточной продувкой на высоковязких топливах //Техническая эксплуатация морского флота / Труды ЦНИИМФ. - Л.: Транспорт, 1970. Вып. 125. - С. 39-46 (в соавт.).

4. Работа четырехтактного судового дизеля на высоковязких топливах //Техническая эксплуатация морского флота / Труды ЦНИИМФ. - Л.: Транспорт, 1970. - Вып. 125. - С. 46-58 (в соавт.).
5. Исследование работы двигателя "Русский дизель" ДР 30/50 на мазуте // Судостроение. - 1970. №10. - С. 23-26 (в соавт.).
6. Применение газотурбинного топлива в судовых малооборотных дизелях //Техническая эксплуатация флота /ЦБНТИ ММФ. - 1971. - №11 (241) - С.3-16 (в соавт.).
7. Исследование работы двухтактного судового среднеоборотного дизеля на тяжелых топливах//Техническая эксплуатация морского флота / Труды ЦНИИМФ. - Л.: Транспорт, 1970. - Вып. 122. - С. 30-45 (в соавт.).
8. Тепловое состояние деталей камеры сгорания среднеоборотного дизеля при работе на топливе повышенной вязкости //Техническая эксплуатация морского флота / Труды ЦНИИМФ. - Л.: - Транспорт, 1971. - Вып. 142. - С. 30-37 (в соавт.).
9. Влияние сорта топлива на температуру деталей ЦПГ четырехтактного дизеля //Судостроение и морские сооружения. - 1971. - Вып. 16. - С. 85-91 (в соавт.).
10. Исследование топливоподачи и рабочего процесса четырехтактного дизеля на газотурбинном топливе //Судостроение и морские сооружения. - 1972. - Вып. 18. - С. 70-80 (в соавт.).
11. Разработка и испытания охлаждаемых форсунок двигателя типа ЧН 25/34 для работы на тяжелых топливах.//Техническая эксплуатация флота / Экспр. - инф. ЦБНТИ ММФ. - 1980. - №3 (487). С. 21-27 (в соавт.).
12. Работа форсунок двигателя 6ЧН 25/34 на моторном топливе //Судостроение. -1980. -Вып. 29. - С. 84-88 (в соавт.).
13. Влияние конструкции нагнетательного клапана на харак-

- теристики топливopодачи судового среднеоборотного дизеля
 //Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИЭИтяжмаш, 1983. -
 №10. - С. 12-16 (в соавт.).
14. Эксплуатационные испытания вспомогательных двигателей
 6ЧН25/34 теплохода "Северодонецк" при работе на тяжелых топливах
 //Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота. - М.:
 В/О "Мортехинформреклама", 1985. - Вып. 4. - С. 1-6 (в соавт.).
15. Изменение параметров топливopодачи судового среднеобо-
 ротного дизеля путем перестановки нагнетательного клапана в систе-
 ме впрыска //Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИЭИ
 тяжмаш, 1985. - №4. - 6 с. (в соавт.).
16. Процессы топливopодачи при изменении формы и размеров
 отсечного окна насоса высокого давления //Двигатели внутреннего
 сгорания. - М.: ЦНИИЭИ тяжмаш, 1985. - №6. - 5 с. (в соавт.).
17. Влияние конструкции нагнетательного клапана топливного
 насоса высокого давления на характеристики топливopодачи и рабо-
 чего процесса судового среднеоборотного дизеля //Вопросы теории
 и эксплуатации судовых дизельных установок / Сб. науч. тр.
 ЛВИМУ. - М., 1985. - С. 48-53 (в соавт.).
18. Управление процессом впрыскивания топлива в судовых
 дизелях //Использование топливно - энергетических ресурсов на
 морском флоте /Тр. ЦНИИМФ. - Л., 1986. - С. 51-55 (в соавт.).
19. Гидродинамический расчет топливной системы с регуля-
 тором закона подачи/Одес. высш. инж. мор. уч-ще. - Одесса, 1986.
 - 21 с.; ил. - Библиогр. - 10 назв. - Деп. в В/О "Мортехин-
 формреклама", 13.10.86, №548- мф 66 Деп. (в соавт.).
20. Исследование системы впрыска судового дизеля для ра-
 боты на альтернативных топливах //Вопросы теории и эксплуатации
 судовых дизельных установок /Тр. ЛВИМУ. - М.: В/О "Мортех-

информреклама", 1985. - С. 31-40 (в соавт.).

21. Применение легких низкоцетановых топлив в судовых двигателях /Одес. высш. инж. мор. уч-ще. - Одесса, 1986. - 16 с.:ил. - Библиогр. 15 назв. - Деп. В/О "Мортехинформреклама", 16.05.86, N556 - мф 86 Деп. (в соавт.).

22. Характеристики впрыска и рабочего процесса судового дизеля при использовании сланцевого топлива //Использование топливно-энергетических ресурсов на морском флоте /Труды ЦНИИМФ. - Л.:Транспорт, 1986. - С. 46-51 (в соавт.).

23. Система впрыскивания судового дизеля для работы на низкоцетановых топливах //Судостроение: Респ. межвед. научн.-техн. сб. - 1987. Вып. 36. - С. 86-92 (в соавт.).

24. Гидродинамический расчет двухтопливной системы впрыскивания дизеля /Одес. высш. инж. мор. уч-ще - Одесса, 1987. - 24 с.: ил. - Библиогр. 9 назв. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама", 10.12.87, N785. - мф 87 Деп. (в соавт.).

25. Характеристики рабочего процесса среднеоборотного дизеля ЧН 25/34 при использовании бензина АИ-93 и этилового спирта //Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тез. докл. Всес. науч. - техн. конф. - Под ред. и с предисл. М.Г. Круглова. - М.: 1987. -160 с. (в соавт.).

26. Метод расчета рабочего процесса дизеля. Одес. выс. инж. мор. уч-ще. - Одесса, 1990. - 13 с.:ил. - Библиогр. 10 назв. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 9.02.90 г., N1067-Мф.

27. Регрессионная модель процесса сгорания в дизеле. Одес. высш. инж. мор. уч-ще. - Одесса, 1990. - 22 с. - Библиогр. 10 назв. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 14.5.90г., N1101-Мф.

28. Оптимизация рабочего процесса дизеля. Одес. выс. инж.

мор. уч-ще. - Одесса, 1990. -30с.: ил. - Библиогр. 11 наз. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 2.7.90г., N1119-МФ.

29. Оптимизация процесса впрыскивания топлива в дизеле. Одес. высш. инж. мор. уч-ще. - Одесса, 1990. - 30с.: ил. - Библиогр. 17 назв. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 27.7.90г., N1123-МФ.

30. Расчетная оптимизация рабочего процесса и топливоподачи в дизеле//Судовое энергомашиностроение: Сб. научн. тр. - Николаев, НКИ, 1991. -С. 67-79.

31. Расчет рабочего процесса дизеля на базе регрессионной модели сгорания //Теплоэнергетика и хладотехника: Сб. научн. тр. - Николаев: НКИ, 1992. -С. 18-26.

Аннотация

Половинка Э. М. Оптимизация впрыскивания топлива в дизелях

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.08.05 - Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные), Одесская государственная морская академия, Одесса, 1994.

Защищается диссертация, оформленная в виде рукописи и по теме которой у автора имеется 66 научных работ, а основное содержание опубликовано в одной монографии и 39 статьях. В работе представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований в области топливоподачи и рабочего процесса дизелей. Предложено и разработано новое направление в теории двигателей внутреннего сгорания - статистическое моделирование рабочего процесса. Созданный метод расчета обеспечивает прямое феноменологическое моделирование впрыскивания топлива и смешения в сочетании с регрессионными зависимостями для

процесса сгорания. На базе созданного метода расчета отработана методология оптимизации топливоподачи по выходным характеристикам рабочего процесса. Разработаны и исследованы новые способы управления характеристикой впрыскивания, применения низкоцеановых (включая альтернативные) топлив. Осуществлено внедрение в народное хозяйство выполненных разработок по применению тяжелых топлив, методик моделирования и оптимизации рабочего процесса и топливоподачи в судовых дизелях, приводятся данные об эффективности внедренных разработок.

Ключові слова :

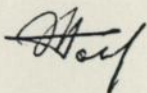
дизелі, паливоподача, робочий процес, оптимізація

Polovinka A.M. The diesel fuel injection optimization.

Dissertation for doctor of technical sciences degree accordingly with 05.08.05 speciality - ship energy plants and their elements (main and auxiliary) ,Odessa State Maritime Academy, Odessa, 1994.

The dissertation in form of thesis is being defended. The author has 66 scientific works on dissertation item and main content of it is represented in one monography and 39 printed articles. In work the results of experimental and theoretical investigations in diesel fuel injection and working process are represented. New direction in diesel working process theory is proposed and worked out - statistic modelling of working process. Created method of calculation permits to perform direct fenomenological modelling of fuel injection and working mixture formation with using of regressive equation for combustion. On the base of created method the methodology of fuel injection

optimization by external characteristics of working process is worked out. New ways for fuel injection regulation, low cetain fuels (including alternative) using are elaborated and researched. The results of work are applied at national economy , especially using of heavy fuels and fuel injection process optimization. The effectiveness of their employment are shown too.



Зак. 94224, тир. 100 , подп. к печ. 24.02.95

Усл. печ. лист 2,1 . ОГМА Одесса

ул. Дидрихсона , 8

117000

AB 32.091

AB 32.091